

**This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- **BLACK BORDERS**
- **TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- **FADED TEXT**
- **ILLEGIBLE TEXT**
- **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- **COLORED PHOTOS**
- **BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS**
- **GRAY SCALE DOCUMENTS**

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problems Mailbox.**



⑯ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

⑯ Offenlegungsschrift
⑯ DE 197 19 077 A 1

⑯ Int. Cl. 5:
B 60 G 17/04
B 60 G 11/26

⑯ Aktenzeichen: 197 19 077.4
⑯ Anmeldetag: 6. 5. 97
⑯ Offenlegungstag: 12. 11. 98

DE 197 19 077 A 1

⑯ Anmelder:
Integral Hydraulik GmbH & Co. Fahrzeugteile KG,
40667 Meerbusch, DE

⑯ Erfinder:
Brandenburger, Walter, Dipl.-Ing., 41470 Neuss, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑯ Hydropneumatische Federung für Fahrzeuge

⑯ Die Erfindung bezieht sich auf eine hydropneumatische Federung mit mindestens einem als Kolbenstangenzylinder ausgebildeten Federungszyylinder, bei welchem sowohl der klobenseitige Arbeitsraum als auch der kolbenstangenseitige Ringraum mit jeweils einem Federglied, insbesondere einem Hydrospeicher verbunden sind. Bei hydropneumatischen Federungen ergibt sich generell das Problem, daß eine auf die maximal vorgesehene Belastung ausgelegte Federung bei geringer werdender Belastung irgendwann in den Bereich der Gasvorspannung gelangt und dann keine Federwirkung mehr entfalten kann. Das sich aus maximal und minimal möglicher Belastung ergebende Lastverhältnis ist daher begrenzt. Ein größeres Lastverhältnis kann durch Anpassung des ringraumseitigen Druckes an den arbeitsraumseitigen Druck erreicht werden, wenn ein Druckanstieg im Arbeitsraum eine Druckabnahme im Ringraum bewirkt. Bisherige automatisch wirkende Einrichtungen benötigen aufwendige Hilfskolben und mechanische Hebelübersetzungen mit Umlenkpunkten. Diese Einrichtungen haben verschiedene Nachteile, da sie den Druck bis auf Null entlasten können, großen Einbauraum benötigen und verschmutzungsanfällig sind. Erfindungsgemäß sollen Verbesserungen dadurch ermöglicht werden, daß der Ringraum mit dem Niederdruckanschluß eines Drei-Wege-Druckregelventils verbunden wird, dessen Regelfeder sich gegen einen Positionierkolben abstützt, der seinerseits vom Druck des klobenseitigen Arbeitsraumes gegen eine Positionierfeder derart ...

DE 197 19 077 A 1

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf eine hydropneumatische Federung mit den Merkmalen des Oberbegriffs des Anspruchs 1.

Bekanntlich werden Federglieder für Federungen immer nach den größten auftretenden Belastungen ausgelegt. Nach unten, d. h. zu geringeren Belastungen hin ist eine hydropneumatische Federung dadurch begrenzt, daß irgendwann beim Ausfedern der Druck die Gasvorspannung unterschreitet, wodurch keine Federfunktion mehr vorhanden ist. Da diese Erscheinung auf jeden Fall vermieden werden muß, ist das Lastverhältnis vom beladenen zum unbeladenen Fahrzeug auf einen vorbestimmten Wert begrenzt. Hierbei ist unter den Ausdrücken "beladen" und "unbeladen" sowohl eine echte Beladung wie zum Beispiel bei Lastkraftwagen oder Fahrzeugen der Landtechnik wie Rübenroder als auch eine Belastungsänderung im Sinne eines Anbaus und Abbaus von schweren Zusatzgeräten an Traktoren oder dergleichen zu verstehen. Es ist weiterhin bekannt, daß sich das Lastverhältnis vergleichsweise einfach dadurch vergrößern läßt, daß im Ringraum ein Druck im Sinne einer Vorlast aufgebaut und aufrecht erhalten wird, was üblicherweise durch den Anschluß eines hydropneumatischen Federungsgliedes an den Ringraum erfolgt. Eine weitere Vergrößerung läßt sich gemäß dem Oberbegriff dadurch erreichen, daß man den Druck im Ringraum in bestimmter Weise dem Druck im Kolbenraum anpaßt. Eine solche automatische Anpassung ist aus der DE-OS 17 55 095 bekannt geworden und erfolgt über ein stetig verstellbares Dreiegeventil, welches einerseits von dem als konstant zu betrachtenden Zulaufdruck und andererseits über einen Hilfskolben und eine Gestängeübersetzung vom Druck im Arbeitsraum so gesteuert wird, daß bei Druckzunahme im Arbeitsraum Druckmittel aus dem Ringraum (im Extremfall auf den Druck Null, so daß keine Vorlast mehr vorhanden ist) abgelassen wird, während bei Druckabnahme im Arbeitsraum der Ringraum zwecks Druckerhöhung mit dem Zulauf in Verbindung gebracht wird. Die vollständige Reduktion der Vorlast erhöht zwar rein theoretisch das Lastverhältnis, bringt aber praktische Nachteile mit sich, da Hohlsogbildung im Ringraum entstehen kann. Das hydropneumatische Federungselement, üblicherweise ein Hydrospeicher, kommt bereits in einen ungünstigen Arbeitsbereich, wenn der Druck im Ringraum etwa auf die Höhe der Gasvorspannung abgesunken ist. Die Anordnung erfordert ein mehrteiliges Gestänge und die entsprechende Anbindung an das Dreiegeventil. Der mechanische Aufwand ist beträchtlich und wegen des Gestänges mit seinen Umlenkpunkten ist auch mit einem beträchtlichen Einbauraum zu rechnen. Falls die Anordnung nicht voll gekapselt wird, muß außerdem gerade im landwirtschaftlichen Bereich mit Verschmutzung gerechnet werden, was zu erhöhten Reibungen in den Gelenken und damit zu Funktionsabweichungen führen kann.

Die der Erfindung zu Grunde liegende Aufgabe besteht daher darin, eine auf eine maximale Belastung ausgelegte hydropneumatische Federung nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 zwecks Vergrößerung des zulässigen Lastverhältnisses so auszustalten, daß unter Verzicht auf elektronische oder elektrische Steuerungen und mechanische Betätigungs- oder Übersetzungsgestänge der Druck im Ringraum automatisch und ohne manuelle Eingriffe den Belastungsverhältnissen angepaßt wird, wobei sprunghafte Zustandsübergänge durch sprunghafte Druckwechsel vermieden werden sollen. Eine Entlastung des Ringraums auf Null soll vermieden werden und der mittlere Druck im ringraumseitigen Federungselement soll auch in einem Extremfall nur auf einen Wert abgesenkt werden, der einen ausreichen-

den Abstand zur Gasvorspannung hat. Die Ausgestaltung soll einfach, billig und funktionssicher sein und trotz voller Kapselung nach außen nur einen geringen Einbauraum benötigen. Weiterhin soll das angestrebte Ziel auch unabhängig von der Bauform der verwendeten Hydrospeicher erreicht werden.

Die Lösung dieser Aufgabe erfolgt erfindungsgemäß mit den Merkmalen des kennzeichnenden Teils des Anspruchs 1.

- 10 Der Vorteil der Lösung besteht darin, mit Hilfe eines einfachen hydraulischen Bauteils und einer ebenso einfachen Schaltung den Druck im Ringraum ruck- und sprungfrei allein hydraulisch zu steuern und zwar in Abhängigkeit vom Druck im Arbeitsraum, wobei bei niedrigen Belastungen die 15 Zusatzbelastung im Ringraum maximal ist und bei höheren Belastungen stetig bis auf einen Minimalwert verringert wird. Durch geeignete Wahl von Federvorspannungen und Federkonstanten sowie durch die Lage und ggf. Verstellbarkeit der Anschläge läßt sich der Druckverlauf im Ringraum 20 vom Maximaldruck zum Minimaldruck und damit die Übergangscharakteristik in weiten Grenzen vorher bestimmen.

Anspruch 2 bezieht sich auf einen verstellbaren Anschlag zur Einstellung des Minimaldruckes im Ringraum.

- 25 Anspruch 3 richtet sich auf Dämpfungsmaßnahmen zum Ausschalten dynamischer Laständerungen.

Anspruch 4 richtet sich auf ein entsperrbares Rückschlagventil, mit dessen Hilfe der Ringraum hermetisch dicht gesperrt werden kann.

- 30 Anspruch 5 bezieht sich auf eine nur intermittierend bei statischen Laständerungen wirksame Niveauregeleinrichtung.

Anspruch 6 bezieht sich auf ein Blockierventil, das wahlweise alle Druckanschlüsse mit der Druckquelle oder mit dem Rücklauf verbinden kann.

- 35 Anspruch 7 bezieht sich auf eine zum Teil symbolisch dargestellten Hydraulikplans sowie zweier zugehöriger Diagramme näher erläutert.

Fig. 1 zeigt einen mit Hilfe von Hydrauliksymbolen aufgestellten Hydraulikschaltplan für einen einzelnen Federeinsatz, wobei der Positionerkolben zur besseren Beschreibung seiner Funktion gegenständlich dargestellt ist.

- 40 Fig. 2 zeigt ein Diagramm, in welchem für eine herkömmliche Federung der Druck im Hydrospeicher über der Achslast aufgetragen ist.

Fig. 3 zeigt ein entsprechendes Diagramm für eine erfindungsgemäße Federung zur Darstellung des vergrößerten Lastbereiches.

- 45 Eine nicht näher dargestellte Druckquelle 1 liefert Druckmittel zum Anschluß P eines magnetbetätigten Blockierventils 2, das in seiner Schaltstellung a den Anschluß P mit einem weiteren Anschluß A verbindet, hingegen in seiner Schaltstellung b den Anschluß A mit einem Rücklaufanschluß T. Vom Anschluß A führt eine Leitung 3 zu einem Druckanschluß P1 eines Niveauregelventils 4, das über einen Exzenter 5 auf nicht näher dargestellte Weise den Abstand zwischen den gefederten und den ungefederten Massen eines Fahrzeugs abtastet und in eine bestimmte Stellung des Nockens übersetzt. In einer einem zu kleinen Abstand entsprechenden Schaltstellung a wird der Druckanschluß P1 mit einem Verbraucheranschluß A1 verbunden. In einer der gewünschten Niveaulage entsprechenden Schaltstellung 0 sind alle Anschlüsse gesperrt und in einer einem zu großen Abstand entsprechenden Schaltstellung b ist der Verbraucheranschluß A1 mit einem Rücklaufanschluß T1 verbunden. Vom Verbraucheranschluß A1 führt eine Leitung 6 zu einem entsperrbaren Rückschlagventil 7, das selbsttätig in Richtung auf eine Leitung 8 öffnet und in Gegenrichtung über eine von der Leitung 3 abzweigende Steu-

erleitung 9 entsperrt werden kann. Die Leitung 8 mündet in einem Arbeitsraum 10 eines Federungszylinders 11, der auf nicht näher dargestellte Weise zwischen den gefederten und ungefederten Massen eines Fahrzeugs angeordnet ist. Der Federungszylinder 11 besitzt einen den Arbeitsraum 10 abteilenden Kolben 12, der mit einer dicht nach außen geführten und einen Ringraum 13 abteilenden Kolbenstange 14 verbunden ist. An die Leitung 8 ist ein Hydrospeicher 15 als Federglied angeschlossen. Von der Leitung 3 zweigt eine Leitung 16 ab, die zu einem Hochdruckanschluß P2 eines Drei-Wege-Druckregelventils 17 führt, das weiterhin einen Niederdruckanschluß B und einen Rücklaufanschluß T2 besitzt. Gesteuert wird das Drei-Wege-Druckregelventil 17 über eine mit dem Niederdruckanschluß B in Verbindung stehende Steuerleitung 18, wobei der Steuerdruck auf nicht näher dargestellte Weise gegen eine Regelfeder 19 wirkt. Bekanntlich wirkt ein Drei-Wege-Druckregelventil so, daß eine Verbindung zwischen dem Hochdruckanschluß P2 und dem Niederdruckanschluß B solange unter zunehmender Drosselung bestehen bleibt, bis ein vorbestimmter Niederdruck erreicht ist. Bei Überschreiten dieses Niederdruckes wird eine Verbindung vom Niederdruckanschluß B zu einem Rücklaufanschluß T2 hergestellt. Vom Niederdruckanschluß B führt eine Leitung 20 zu einem entsperrbaren Rückschlagventil 21, das in Richtung einer zum Ringraum 13 führenden Leitung 22 selbsttätig öffnet und in Gegenrichtung durch eine von der Leitung 3 abzweigende Steuerleitung 23 entsperrbar ist. An die Leitung 22 ist ein als Federglied dienender Hydrospeicher 24 angeschlossen. Die Regelfeder 19 stützt sich an einem als Stufenkolben ausgebildeten Positionerkolben 25 ab, dessen Teil 26 kleineren Durchmessers durch eine Dichtung 27 abgedichtet ist und mit der Regelfeder 19 in Kontakt kommt und dessen Teil 28 größeren Durchmessers durch eine Dichtung 29 abgedichtet ist und im übrigen mit einer ringförmigen Wirkfläche 30 einen den Teil 25 teilweise umgebenden Steuerraum 31 begrenzt. In den Steuerraum 31 mündet über eine als Dämpfungseinrichtung 32 dienende Drossel eine von der Leitung 8 abzweigende Steuerleitung 33. Der Teil 28 größeren Durchmessers wird von einer Positionierfeder 34 belastet, die sich an einem Gehäuse 35 abstützt. Der mögliche Hub des Positionerkolbens 25 wird durch einen im Gehäuse 35 verstellbaren Anschlag 36 in Form einer Stellschraube begrenzt. Bei fehlendem Druck im Steuerraum 31 wird der Positionerkolben 25 gegen einen gehäuseseitigen festen Anschlag 37 gedrückt.

Unter Verzicht auf die Beschreibung hinlänglich bekannter Niveauregeleinrichtungen wird zu Erläuterung der Funktion zunächst auf Fig. 2 verwiesen, in welcher der Druck in einem Arbeitsraum eines herkömmlichen Federungszylinders über der Achslast aufgetragen ist. Der Ausdruck "herkömmlich" soll hier die Bedeutung haben, daß entweder kein Ringraum vorhanden ist oder dieser als abgeschlossenes System mit einem angeschlossenen Hydrospeicher betrachtet wird. Unter der weiteren Voraussetzung, daß auch beim Ausfeder unter geringster Belastung die Gasvorspannung p_0 des Hydrospeichers nicht unterschritten werden sollte (Fall jeglicher Federung, sprunghafte Änderung der Charakteristik, Anschlagen von Schließplatten oder Schließventilen innerhalb des Hydrospeichers usw.), kann eine Mindestlast von $F_{1\text{min}}$ nicht unterschritten werden, ohne die beschriebenen Nachteile in Kauf zu nehmen. Geüben der maximal möglichen Last F_{max} ergibt sich somit ein vergleichsweises kleines Lastverhältnis $F_{\text{max}}/F_{1\text{min}}$.

Es soll nun unter Bezug auf die Fig. 1 und 3 beschrieben werden, wie man dieses Verhältnis vergrößern kann. Es wird vorausgesetzt, daß das Fahrzeug entsprechend einer Achs-

last $F_{2\text{min}}$ unbeladen sei und der sich bei dieser Belastung einstellende Druck im Arbeitsraum 10, der sich als Steuerdruck über die Steuerleitung 33 auch in den Steuerraum 31 fortpflanzt, auch zusammen mit der Kraft der Regelfeder 19 nicht in der Lage ist, die Vorspannung der Positionierfeder 34 zu überwinden. Der Positionerkolben 25 liegt daher an seinem Anschlag 37 und verleiht der Regelfeder 19 ihre größte Vorspannung. Der sich auf Grund dieser Vorspannung am Niederdruckanschluß B und damit auch im Ringraum 13 einstellende Niederdruck sei mit $P_{ND\text{max}}$ bezeichnet. Wie aus Fig. 3 ersichtlich ist, würde eine von Null ansteigende Achslast ohne Beaufschlagung des Ringraums einen der von Null ansteigenden gestrichelten Linie entsprechenden Druck im Arbeitsraum 10 ergeben, was genau den Verhältnissen der Fig. 2 entsprechen würde. Durch die Zusatzbelastung im Ringraum 13 durch den Druck $P_{ND\text{max}}$ ergibt sich ein höherer Druck im Arbeitsraum 10 entsprechend der Voll-Linie 1-2, wobei im Punkt 2 schließlich erstmals die Vorspannung der Positionierfeder 34 überwunden wird. Das bedeutet, daß sich der Positionerkolben 25 vom Anschlag 37 löst und die Regelfeder 19 dadurch Gelegenheit zu einer Entspannung hat. Eine geringer gespannte Regelfeder 19 bedeutet aber gleichzeitig eine Verringerung des Niederdrucks. Der Niederdruck erreicht dabei seinen geringsten Wert bei maximaler Entspannung der Regelfeder 19, d. h., wenn der Positionerkolben 25 am Anschlag 36 ansetzt und keinen weiteren Hub mehr machen kann. Der Niederdruck ist dann von $P_{ND\text{max}}$ auf $P_{ND\text{min}}$ abgefallen, wie aus Fig. 3 ersichtlich ist. Analog zu diesem Abfall fällt auch die Zusatzkraft im Ringraum 13, so daß der Druckanstieg im Arbeitsraum 10 entsprechend der Linie 2-3 etwas flacher verläuft, als es dem Anstieg der Achslast entsprechen würde. Da sich der Positionerkolben (25) bei weiter steigender Achslast nicht mehr weiter bewegen kann, bleibt die Vorspannung der Regelfeder 19 und damit auch der Niederdruck $P_{ND\text{min}}$ konstant. Je näher man $P_{ND\text{min}}$ gegen Null streben läßt, was sich durch Variation des Anschlages 36 bewerkstelligen läßt, um so enger nähert sich die Druckkennlinie 3-4 der gestrichelten Kennlinie. Das bedeutet, daß man im oberen Druckbereich mit einem geringfügig angehobenen Druckniveau und einem etwas breiter gespreizten dynamischen Bereich rechnen muß. Eindeutig ersichtlich ist in jedem Fall, daß die Achslast $F_{2\text{min}}$, bei welcher der dynamische Bereich die Gasvorspannung p_0 zu unterschreiten beginnt, wesentlich geringer ist als die Achslast $F_{1\text{min}}$ einer herkömmlichen Federung. Wichtig ist, daß man nach erfolgter statischer Belastungsänderung durch Schalten des Blockierventils 2 sowohl Arbeitsraum 10 wie auch Ringraum 13 von der Druckquelle 1, aber auch vom Rücklauf trennen kann, so daß ein permanenter Energiefluß nicht nötig ist. Die Dichtheit wird durch die entsperrbaren Rückschlagventile 7 und 21 sowie durch die Dichtungen 27 und 29 gewährleistet. Da klar ist, daß eigentlich nur statische Belastungsänderungen zu einer Verstellung des Positionerkolbens 25 führen sollten, ist die Dämpfungseinrichtung 32 in der Steuerleitung 33 vorgesehen, welche dynamische Druckänderungen, wie sie z. B. durch Fahrbahnunebenheiten hervorgerufen werden, glätten soll. Es ist weiterhin klar, daß die Abbildungen nur die prinzipiellen Zusammenhänge erläutern sollten und insofern verschiedene konstruktive Ausführungen und schaltplanmäßige Variationen möglich sind, ohne den Rahmen der Erfindung zu verlassen.

Bezugszeichenliste

65
 1 Druckquelle
 2 Blockierventil
 3 Leitung

4 Niveauregelventil	
5 Excenter	
6 Leitung	
7 Entsperrbares Rückschlagventil	
8 Leitung	5
9 Steuerleitung	
10 Arbeitsraum	
11 Federungszyylinder	
12 Kolben	
13 Ringraum	10
14 Kolbenstange	
15 Hydrospeicher	
16 Leitung	
17 Drei-Wege-Druckregelventil	
18 Steuerleitung.	15
19 Regelfeder	
20 Leitung	
21 entsperrbares Rückschlagventil	
22 Leitung	20
23 Steuerleitung	
24 Hydrospeicher	
25 Positionierkolben	
26 Teil	
27 Dichtung	25
28 Teil	
29 Dichtung	
30 Wirkfläche	
31 Steuerraum	
32 Dämpfungseinrichtung	
33 Steuerleitung	30
34 Positionierfeder	
35 Gehäuse	
36 Anschlag	
A Anschluß	
A1 Verbraucheranschluß	35
B Niederdruckanschluß	
P Anschluß	
P1 Druckanschluß	
P2 Hochdruckanschluß	40
T Rücklaufanschluß	
T1 Rücklaufanschluß	
T2 Rücklauf	
a Schaltstellung	
b Schaltstellung	45
0 Schaltstellung	

Patentansprüche

1. Hydropneumatische Federung für Fahrzeuge mit stark unterschiedlichen Rad- oder Achsbelastungen, bestehend aus
 - a) mindestens einem doppeltwirkenden Federungszyylinder zwischen den gefederten und ungefederten Massen mit einem kolbenseitigen Arbeitsraum und einem kolbenstangenseitigen Ringraum,
 - b) einem mit dem Arbeitsraum wirkungsmäßig verbundenen oder verbindbaren hydropneumatischen Federglied, insbesondere ein Hydrospeicher,
 - c) einem weiteren, mit dem Ringraum in Wirkverbindung stehenden hydropneumatischen Federglied, insbesondere ein Hydrospeicher,
 - d) einer den Arbeitsraum in Abhängigkeit von Abstandsänderungen zwischen den gefederten und ungefederten Massen entweder mit einer Druckquelle zwecks Vergrößerung des Abstandes oder mit einem Rücklauf zwecks Verkleinerung

des Abstandes in Verbindung bringenden Niveauregeleinrichtung,

e) sowie einer Einrichtung zu einer vorbestimmten statischen Druckänderung im Ringraum in Abhängigkeit vom Druck im Arbeitsraum, dadurch gekennzeichnet, daß

f) der Ringraum (13) mit dem Niederdruckanschluß (B) eines Drei-Wege-Druckregelventils (17) verbunden ist, dessen Steuerkolben vom Druck des Niederdruckanschlusses (B) gegen die Kraft einer Regelfeder (19) derart beaufschlagt wird, daß bei Unterschreiten eines von der Vorspannung der Regelfeder (19) abhängigen Regeldruckes der Niederdruckanschluß (B) mit einem Hochdruckanschluß (P2) verbunden wird und bei Überschreiten des Regeldruckes der Niederdruckanschluß (B) mit einem Rücklauf (T2) verbunden wird,

g) wobei die Regelfeder (19) ihr Widerlager an einem dicht geführten Positionierkolben (25) findet, der innerhalb eines Steuerraumes (31) eine von einem Steuerdruck gegen die Kraft einer Positionierfeder (34) beaufschlagbare Wirkfläche (30) besitzt,

h) welcher Steuerdruck im wesentlichen der Druck des Arbeitsraumes (10) ist,

i) wobei die Positionierfeder (34) eine Vorspannung und eine Federkonstante besitzt, die größer sind als jene der Regelfeder (19), und im übrigen so bemessen ist, daß sich der Positionierkolben (25) bei einem ersten Arbeitsdruck an einem ersten (37), der Regelfeder (19) eine maximale Vorspannung verleihenden Anschlag befindet und nach Zunahme des Arbeitsdruckes um einen vorbestimmten Betrag sich an einem gegenüberliegenden (36), der Regelfeder (19) eine minimale Vorspannung verleihenden Anschlag befindet.

2. Hydropneumatische Federung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Anschlag (36) für die minimale Vorspannung der Regelfeder (19) verstellbar ist.

3. Hydropneumatische Federung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen Arbeitsraum (10) und Steuerraum (31) eine dynamische Steuerdruckschwankungen dämpfende Einrichtung (Dämpfungseinrichtung 32) angeordnet ist.

4. Hydropneumatische Federung nach einem der vorigen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem Niederdruckanschluß (B) des Drei-Wege-Druckregelventils (17) und dem Ringraum (13) ein in Richtung Ringraum (13) selbsttätig öffnendes und in Gegenrichtung vom Druck des Hochdruckanschlusses (P2) zu entsperrendes Rückschlagventil (21) angeordnet ist.

5. Hydropneumatische Federung nach einem der vorigen Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Niveauregelung intermittierend vorzugsweise nur bei statischen Laständerungen erfolgt.

6. Hydropneumatische Federung nach Anspruch 5 dadurch gekennzeichnet, daß alle Druckanschlüsse (Hochdruckanschluß P2, Druckanschluß P1) durch ein Blockierventil (2) von der Druckquelle (1) getrennt und mit einem Rücklauf (T) verbunden werden können.

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen

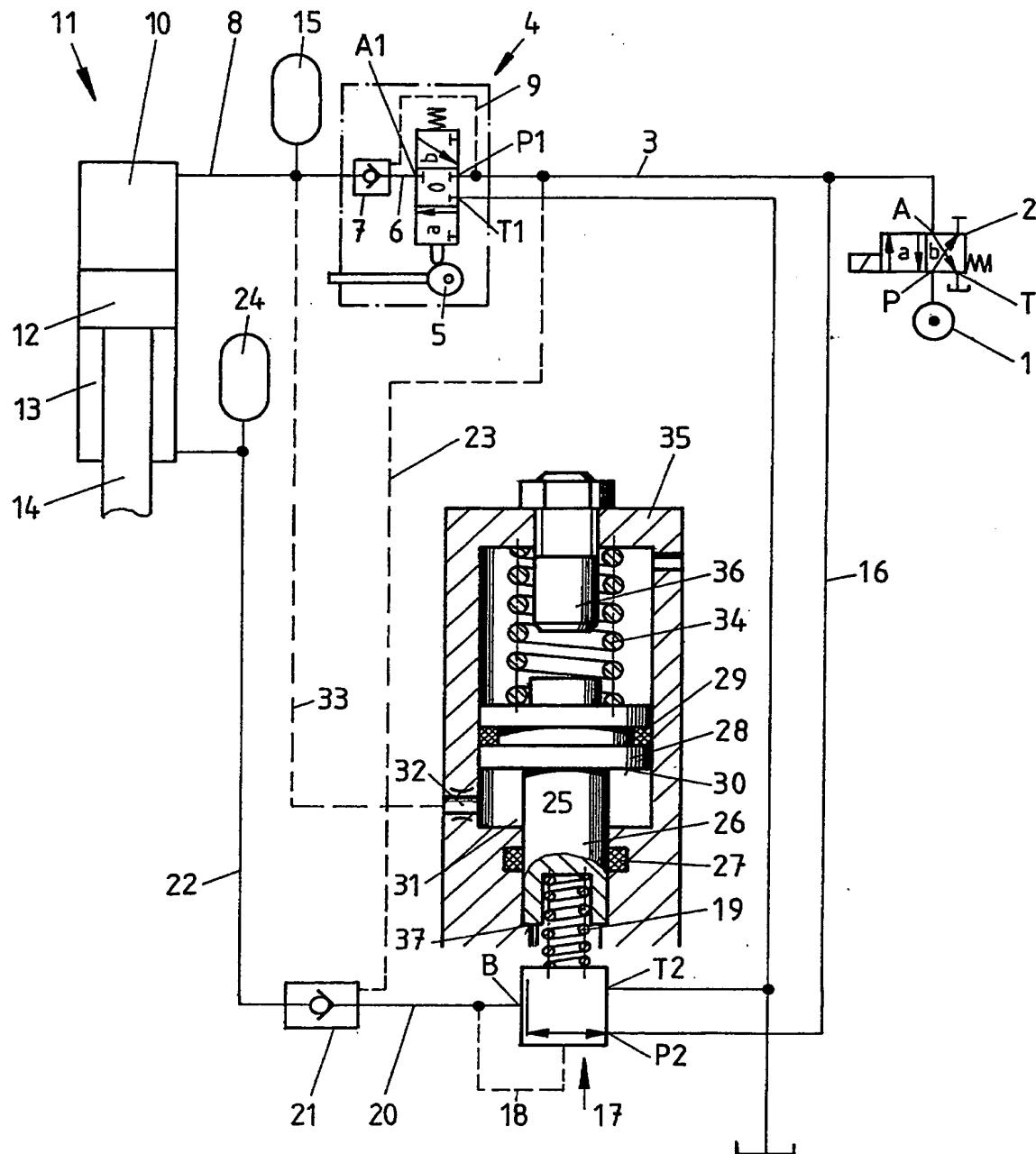


Fig. 1

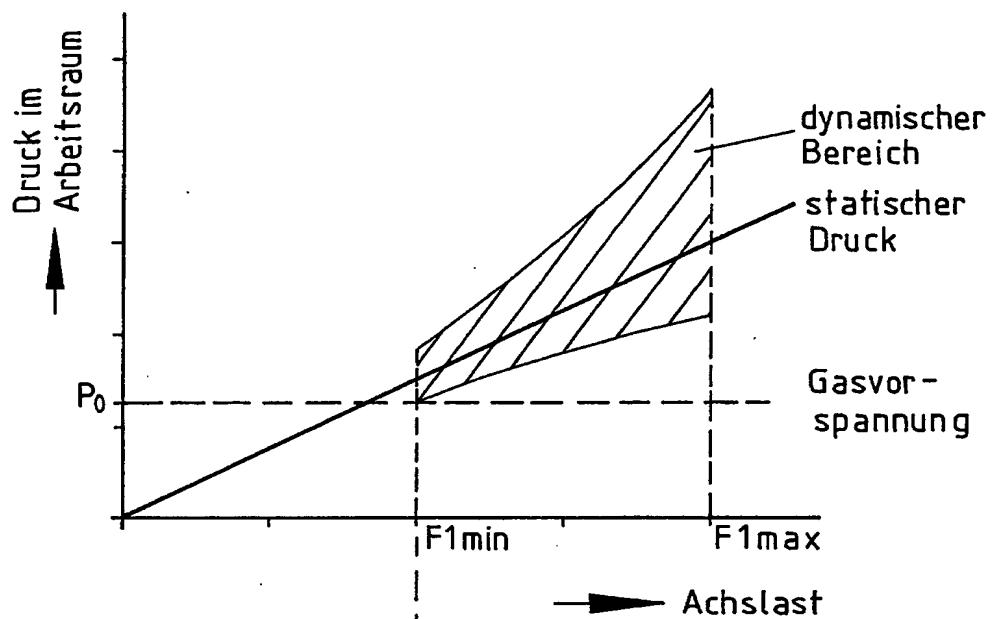


Fig.2

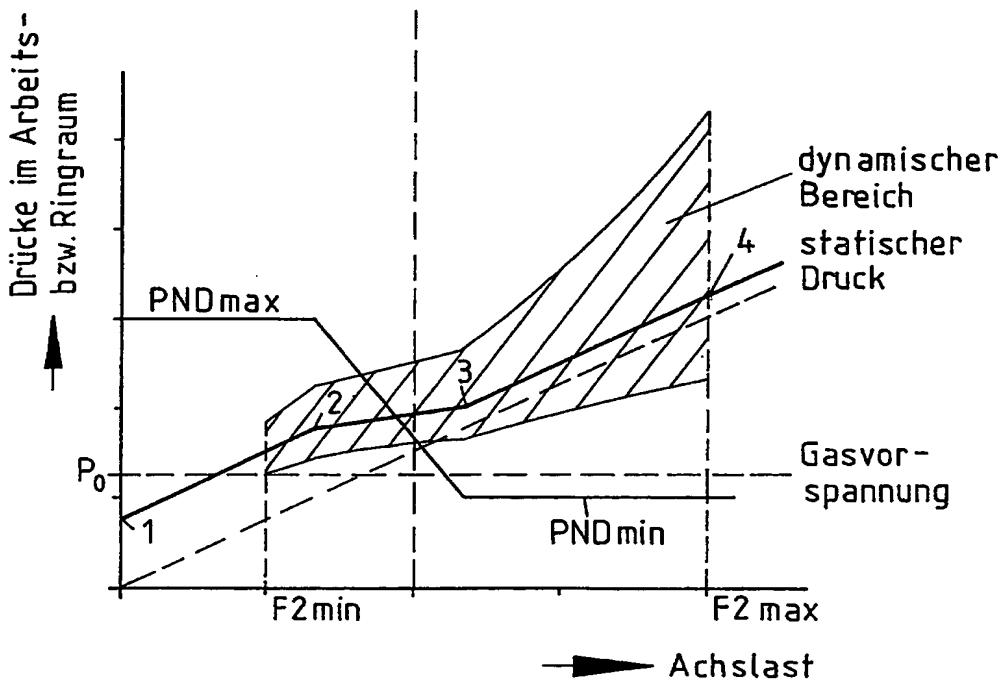


Fig.3